

рювань, що був виконаний та характеризував витрату на власні потреби, очевидних змін та закономірностей не виявив.

**Висновки та рекомендації.** Проведені теплотехнічні випробування показали принципову можливість використання як палива суміші вугілля марки П з легкою золою антрациту власного виробництва без погіршення якісних показників роботи котлоагрегату та без додаткового збільшення витрати природного газу на підсвічування.

Додавання легкої золи антрациту до пісного вугілля, що має підвищену температуру плавкості золи, сприятливо впливає на процес рідкого шлаковидання – легкоплавка зола антрациту, стікаючи з поду котла до системи шлаковидання, захоплює зі собою частинки тугоплавкого пісного вугілля та виводить їх із собою назовні.

Додавання легкої золи до складу суміші призводить до незначної економії (на рівні від 1,4 до 2,8 %) палива, а збільшення його зольності – до збільшення витрати вугілля до 25 %, що своєю чергою, призводить до незначного збільшення витрат електроенергії на власні потреби.

Розрахунки за даними проведених теплотехнічних випробувань показують, що залишковий вуглець у золі виносу антрациту при повторному допалюванні у топці має ступінь конверсії не більше 0,3, тобто вигоряє тільки на 30 %. Загалом, за додавання золи зі залишковим вуглецем зниження витрати вугілля буде зовсім незначним, тому потрібно розглядати додавання золи як спосіб зниження газового підсвічування за рахунок покращення текучості шлаку.

### Література

- Капустянський А.О. Динаміка зміни якості твердого палива, що надходить на ТЕС // Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення : матер. Міжнар. наук.-техн. конф., квітень 2013, Харків. – С. 131-135.
- Коваленко О.В. Стан та перспективи розвитку паливно-енергетичного комплексу в Україні // Галицький економічний вісник : зб. наук. праць. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ. – 2015. – Т. 48. – № 1. – С. 18-25.
- Гапонич Л.С. Коротка характеристика сучасного стану роботи ТЕС України / Л.С. Гапонич, Л.С. Дунаєвська, С.В. Яцкевич // Вугільна теплоенергетика: проблеми реабілітації та розвитку : зб. тез доп., 2014. – С. 79-82.
- Чернявський Н.В. Опыт сжигания топливных смесей на ТЭС Украины и требования к их составлению / Н.В. Чернявский, И.Л. Голенко, Ю.Н. Филипченко, Е.В. Рудавина // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии : сб. науч. стат. – К. : Изд-во НППК "Триакон". – 2010. – Вып. 3(5). – С. 104-108.
- Пономарьов С.В. Особливості інституціоналізації українського енергоринку та їх вплив на цінову політику у паливно-енергетичному комплексі // Научные журналы НТУ "ХПИ". – Сер.: Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – Харків : Вид-во НТУ "ХПИ". – 2013. – № 1. – С. 123-129 с.
- Можливості збереження пиловугільного палива в котлоагрегатах ТЕС / В.В. Платонов та ін. // Энергетика та електрифікація : зб. наук. праць. – К., 2010. – № 1. – С. 2-5.
- Тимошик А.М. Визначення ошадних умов роботи зношених енергоблоків / А.М. Тимошик // Энергетика та електрифікація : зб. наук. праць. – К., 2012. – № 5. – С. 31-35.
- Капустянський А.О. Вплив характеристик палива та режимних факторів на роботу котлів // Наукові підсумки 2012 р., наук.-практ. конф., грудень 2012, Харків. – С. 25-26.
- Капустянський А.А. Влияние катализатора горения на эффективность работы паровых котлов / А.А. Капустянский // Теплоэнергетика : сб. науч. тр. – 2014. – № 9. – С. 50-56.

Надійшла до редакції 21.08.2016 р.

### Капустянський А.А. Исследование факельного сжигания смеси тощего угля и золы

Исследованы изменения в структуре топливопотребления тепловыми электростанциями Украины вследствие остановки поставок донецкого антрацита и определены основные задачи для сохранения функциональности угольной отрасли. Проанализирована возможность использования непроектного твердого топлива, путем его факельного сжигания в энергетических котлах на кратковременную перспективу. Представлены результаты экспертных испытаний котлов марок ТП-15 с исследованием факельного сжигания разных комбинаций золы антрацита и тощего угля. Рассмотрен вопрос существования синергетического эффекта при сжигании бинарных смесей углей с разной степенью метаморфизма.

**Ключевые слова:** котел, зола, факельное сжигание, антрацит, тощий уголь, синергетический эффект, жидкое шлакоудаление.

### Капустянський А.О. Ways of Increasing Reliability and Efficiency of Non-project Solid Fuel Burning

We have studied the changes in the structure of fuel consumption by thermal power plants of Ukraine as a result of stopping the supply of anthracite from Donetsk and the main objectives to preserve the functionality of the coal industry. The possibility of non-project use of solid fuels, through its flaring in power boilers at the short-term perspective, is studied. The results of expert testing of boilers TP-15 brands with research flaring different combinations of ash anthracite and lean coal are presented. The problem of the existence of a synergistic effect on burning coals of binary mixtures with different degrees of metamorphism is investigated.

**Keywords:** boiler, ash, flaring, anthracite, lean coal, a synergistic effect, liquid ash removal.

### УДК 539.3

## АНАЛІЗ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПЛАСТИНЧАСТОГО ВІБРОІЗОЛЯТОРА

В.І. Корсак<sup>1,2</sup>

Розглянуто обернену задачу контактної взаємодії двох лінійно-пружних, симетрично викривлених пластин, випрямлення яких у процесі монтажу забезпечує рівномірне обтискання багаточислової пружини, виконаної у вигляді пакету пластин, і спричиняє сталлий тиск на поверхнях контакту елементів пружини, що сприяє підвищенню демпфувальної здатності пластинчастого віброізолятора за рахунок використання конструкційного тертя. Поставлену задачу розв'язано у геометрично нелінійній постановці із залученням неklasичної теорії балок С. Тимошенка, з одночасним урахуванням деформацій згину та зсуву, без накладання будь-яких обмежень на значення лінійних і кутових переміщень. У параметричній формі отримано вирази узагальнених навантажень, координат серединних поверхонь викривлених пластин, переміщень та деформацій, що забезпечують заданий рівень рівномірного контактного тиску, а також отримано аналітичний розв'язок поставленої задачі в лінійній постановці.

**Ключові слова:** пластинчастий віброізолятор, багаточислова пружина, демпфувальна здатність, обтискання викривленими пластинами, обернена контактна задача взаємодії пластин.

**Постановка проблеми.** Проблемі розсіяння енергії в системах з конструкційним демпфуванням у науковій літературі приділено значну увагу. Широкий

<sup>1</sup> аспір. В.І. Корсак – НУ "Львівська політехніка";

<sup>2</sup> наук. керівник: проф. С.В. Харенко, д-р техн. наук – НУ "Львівська політехніка".

аналіз досліджень у цій галузі здійснено у працях [1-3]. У статті Гудмана та Клампа [4] досліджено механізм виникнення гістерезису при згині двошарової консольної балки, навантаженої силою на її кінці, що періодично змінюється як за величиною, так і за напрямом, з урахуванням сталого тиску між шарами. Для зазначеної конструктивної схеми запропоновано та теоретично обґрунтовано математичну модель білінійної пружно-гістерезисної петлі. Як зазначають автори роботи [4], гістерезис є наслідком виконання силами тертя, що виникають між шарами, певної роботи, зміни напрямків сил тертя при зміні знаку приросту навантаження, а також зміни моменту інерції поперечного перерізу зі зміною умов контакту шарів (зчеплення або ковзання), які визначаються періодично змінною в часі епюрою дотичних напружень по висоті балки. На підставі дослідження запропонованої математичної моделі формування гістерезису отримано лінійну залежність розсіяної енергії від амплітуди і параболічну від тиску між шарами.

Аналогічні результати отримано у праці [3] для багатошарової балки, стиснутої постійним тиском. Досліджено, що у двошаровій балці зміна умов контакту шарів відбувається миттєво по досягненню прикладеної до її кінця зосередженої сили певного значення, а в багатошаровій балці зміна умов контакту проходить на кожній контактній поверхні окремо, за певним законом поступово розповсюджуючись від однієї поверхні до іншої.

У роботі [5] на основі теорії подібності та аналізу розмірностей досліджено розсіяння енергії у пластинчастих віброізоляторах з різними епюрами тиску між шарами. З'ясовано, що найкращими демпфуючими властивостями володіють конструкції з миттєвою зміною умов контакту шарів (між зчепленням та ковзанням) з рівномірним тиском між шарами. Цей висновок, безсумнівно, потрібно враховувати під час розроблення конструкцій високоефективних багатошарових демпфуючих пристроїв.

Ефективність пластинчастих віброізоляторів обмежується значними труднощами забезпечення сталого тиску по всій довжині пакету пластин. В експериментах рівномірно розподілене навантаження у пластинчастих віброізоляторах створювалося за допомогою стискання з двох сторін крайніх пластин, рівномірно розташованими по всій довжині гнучкими пружними кільцями, скобами та різного типу бандажми [4]. Цей спосіб є малоприматним для практичного застосування у зв'язку з його складністю та низькою надійністю.

Більш простим і надійним є описаний у роботах [6, 7] (рис. 1) спосіб забезпечення контактної тиску між пружними елементами пластинчастого віброізолятора шляхом обтиску пакету пластин 1, попередньо викривленими накладками 2 криволінійної форми, внаслідок їх повного випрямлення під час монтажу кінців пакету у спеціальні роз'ємні обойми 3, 4, 5. Застосування накладок криволінійної форми призводить до деякої нерівномірності контактних тисків між елементами пакету.

**Мета роботи** полягає у проведенні аналізу контактної взаємодії попередньо викривлених пружних елементів для обтискання багатошарової пружини пластинчастого віброізолятора та вивченні можливостей підвищення демпфуючої здатності віброізолятора за рахунок використання конструкційного тертя.

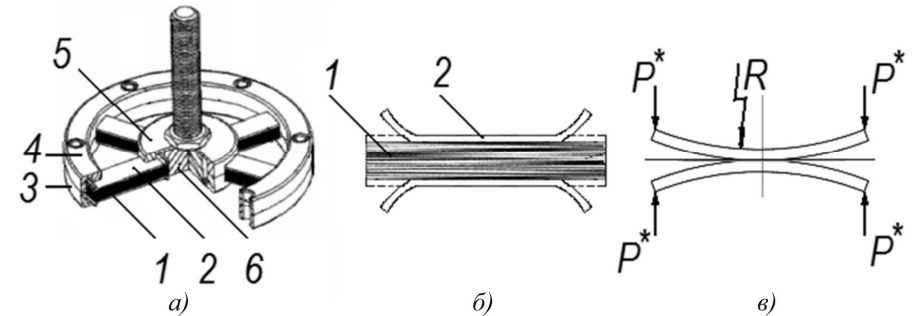


Рис. 1. Конструкція пластинчастого віброізолятора (а) і пружини у вигляді пакету пластин (б) та схема взаємодії викривлених накладок (в)

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Розглянемо обернену задачу контактної взаємодії двох лінійно-пружних, жорстко зацемлених на одному кінці, симетрично викривлених пластин товщиною  $h$ , довжиною  $l$  і шириною  $b$ , під час монтажу зі скобою за наявності складального зазору, що дорівнює подвійній товщині пластин  $2h$  (рис. 2, а).

Припустимо, що внаслідок монтажу пластини деформуються в умовах циліндричного згину до повного випрямлення, між пластинами виникає тільки рівномірний нормальний контактний тиск  $q^*$  (тангенціальний тиск між пластинами, внаслідок симетричності системи відсутній), а між кожною із пластин та скобою виникає зосереджене нормальне лінійно розподілене навантаження  $P^*$  (див. рис. 2, б). Особливістю розглянутої зворотної контактної задачі є відсутність деформацій осьового стиску (розтягу) внаслідок відсутності поздовжніх навантажень та місцевого обтиску внаслідок рівномірності розподілених навантажень у деформованому стані.

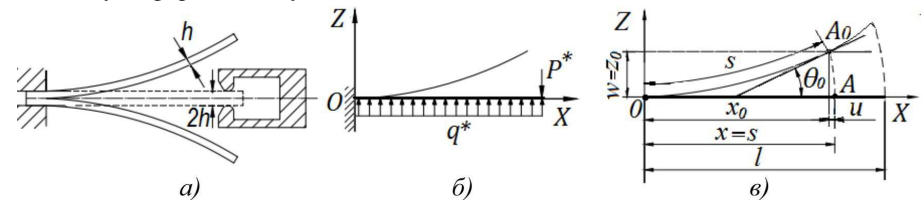


Рис. 2. Схема монтажу пластин із скобою (а); схема навантаження верхньої пластини (б); схема деформації пружної лінії (в)

У поставленій задачі будемо розглядати елементарну полосу верхньої пластинки одиничної ширини, як стрижень типу Тимошенко прямокутного поперечного перерізу з циліндричною жорсткістю на згин  $D_b = Eh^3 / (12(1+\nu))$  і циліндричною жорсткістю на зсув  $D_s = GF / (bn_s) = Gh / n_s$ , де  $\delta = 0,5E / (1+\nu)$  і  $E$  – модуль зсуву і модуль Юнга,  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона,  $F = hb$  – площа поперечного січення,  $n_s$  – коефіцієнт зсуву, рівний відношенню дотичного напруження на рівні нейтральної осі до середнього по січенню дотичного напруження, у нашому випадку, для прямокутного поперечного перерізу цей коефіцієнт

визначається виразом  $n_s = (12 + 11\nu) / (10(1 + \nu))$  [8, 9], тобто будемо розглядати згин поздовжнього січення середньої площини пластини як згин матеріальної пружної лінії, яка володіє трьома ступенями вільності – двома поступальними і одним обертовим. У процесі розв'язку поставленої задачі будемо враховувати деформації зсуву та згину без накладання будь-яких обмежень на величини переміщень і кутів повороту при прикладанні зазначених зосереджених погонних і розподілених навантажень.

Розглянемо деформацію пружної лінії у правосторонній декартовій системі координат  $XOZ$  з віссю  $OX$ , що збігається з пружною лінією пластини після монтажу та початком координат, що збігається з точкою її жорсткого защемлення (див. рис. 2, в).

Унаслідок монтажу точка  $A_0(s) = x_0(s), z_0(s)$  пружної лінії з незалежною криволінійною координатою  $s$  що відраховується вздовж неї, переміститься в точку  $A(s) = x(s), z(s)$ .

Відповідно до умов задачі отримаємо:

$$x(s) = s; z(s) = \theta(s) = k(s) = 0; \quad (1)$$

$$u(s) = x(s) - x_0(s) = s - x_0(s); w(s) = z(s) - z_0(s) = -z_0(s); \quad (2)$$

$$\varphi(s) = \theta(s) - \theta_0(s) = -\theta_0(s); \chi(s) = k(s) - k_0(s) = -k_0(s); \quad (3)$$

$$u(0) = w(0) = \theta_0(0) = \varphi(0) = 0, \quad (4)$$

де:  $\theta_0$  і  $\theta$  – кут нахилу дотичної пружної лінії до осі  $OX$  у поточній точці, що відраховується від зазначеної осі проти годинникової стрілки до та після монтажу;  $k_0$  і  $k$  – кривизна пружної лінії в поточній точці пружної лінії до та після монтажу;  $u$  і  $w$  – переміщення даної точки вздовж осі  $OX$  і осі  $OZ$ ;  $\varphi$  і  $\chi$  – кут повороту дотичної і зміна кривизни пружної лінії в даній точці.

Для пружної лінії справедливі такі геометричні співвідношення:

$$x_{0,s} = \cos \theta_0; x_0(s) = \int_0^s \cos \theta_0 ds; z_{0,s}(s) = \sin \theta_0; z_0(s) = \int_0^s \sin \theta_0 ds; \quad (5)$$

$$k_0(s) = \theta_{0,s}; \theta_0(s) = \int_0^s k_0(s) ds, \quad (6)$$

де  $s$  – індекс означає диференціювання по  $s$ .

Слідуючи теорії згину стрижнів типу Тимошенко, виділимо переміщення та деформації, зумовлені тільки згином та зсувом, позначаючи їх індексами  $s$  і  $b$  відповідно:

$$\begin{aligned} u &= u_b + u_s; w = w_b + w_s; \\ \varphi &= \int_0^s \chi(s) ds = \varphi_b + \varphi_s; \varphi_b = \int_0^s \chi_b(s) ds; \varphi_s = \int_0^s \chi_s(s) ds; \\ \chi &= \varphi_{,s} = \chi_b + \chi_s; \chi_b = \varphi_{b,s}; \chi_s = \varphi_{s,s}. \end{aligned} \quad (7)$$

У рамках теорії згину стрижнів Тимошенко для деформацій зсуву та згину справедливі такі фізичні співвідношення [8]:

$$\varphi_s = Q / D_s; \chi_s = \varphi_{s,s} = Q_{,s} / D_s; \chi_b = \varphi_{b,s} = M / D_s, \quad (8)$$

де  $Q$  і  $M$  – узагальнена погонна поперечна сила та погонний згинальний момент, що припадають на одиницю ширини розглянутої пластинки.

З умови рівноваги верхньої пластинки для узагальнених внутрішніх силових навантажень у прийнятій системі координат маємо

$$Q(s) = -P^* + (l - s)q^*; M(s) = -P^*(l - s) + 0,5q^*(l - s)^2. \quad (9)$$

З граничних умов (1) і (4), а також співвідношень (7), (8) і (9) випливає

$$\varphi_b(0) = \varphi_s(0) = 0; Q(0) = 0; P^* = lq^*. \quad (10)$$

Вирази для узагальнених силових навантажень (9) і фізичні співвідношення для деформацій (8), з урахуванням (10) набудуть вигляду:

$$Q(s) = -q^*s; M(s) = 0,5q^*(l^2 - s^2); \varphi_s = -\frac{q^*s}{D_s}; \chi_s = -\frac{q^*}{D_s}; \chi_b = -\frac{q^*}{2D_b}(l^2 - s^2). \quad (11)$$

Після інтегрування останніх, відповідно до (7) і з урахуванням (8), для кутів переміщень, зумовлених згином отримаємо

$$\varphi_b(s) = -\frac{q^*}{6D_b}s(3l^2 - s^2) - \varphi_b(0). \quad (12)$$

З граничних умов (10) і співвідношень (11) і (12) випливає

$$\varphi_s(0) = \varphi_b(0) = 0. \quad (13)$$

Підставляючи (13) в (12), отримаємо

$$\varphi_b(s) = -\frac{q^*}{6D_b}s(3l^2 - s^2). \quad (14)$$

Для кута нахилу дотичної пружної лінії до монтажу  $\theta_0$  з (3), (11) і (14) отримаємо:

$$\theta_0(s) = \theta_{0s}(s) + \theta_{0b}(s); \theta_{0s}(s) = -\varphi_s(s) = \frac{q^*}{D_s}s; \theta_{0b}(s) = -\varphi_b(s) = \frac{q^*}{6D_b}s(3l^2 - s^2). \quad (15)$$

Після інтегрування (15), згідно з (2) та (5), отримаємо такі вирази для координат пружної лінії та для переміщень у параметричній формі:

$$x_0(s) = l\bar{x}_0(\bar{s}, \bar{q}_s^*, \bar{q}_b^*); z_0(s) = l\bar{z}_0(\bar{s}, \bar{q}_s^*, \bar{q}_b^*); u(s) = l\bar{u}(\bar{s}, \bar{q}_s^*, \bar{q}_b^*); w(s) = l\bar{w}(\bar{s}, \bar{q}_s^*, \bar{q}_b^*), \quad (16)$$

де:  $\bar{s} = \frac{s}{l}; \bar{q}_s^* = \frac{q^*l}{D_s}; \bar{q}_b^* = \frac{q^*l^3}{6D_b}; \quad (17)$

$$\bar{x}_0(t, a, b) = \int_0^t \cos(a\tau + b\tau(3 - \tau^2)) d\tau; \bar{z}_0(t, a, b) = \int_0^t \sin(a\tau + b\tau(3 - \tau^2)) d\tau; \quad (18)$$

$$\bar{u}(t, a, b) = t - \bar{x}_0(t, a, b); \bar{w}(t, a, b) = -\bar{z}_0(t, a, b). \quad (19)$$

При цьому, початок пружної лінії ( $s = 0$ ) буде збігатися з початком координат, а її кінець ( $s = l$ ) визначаться координатами:

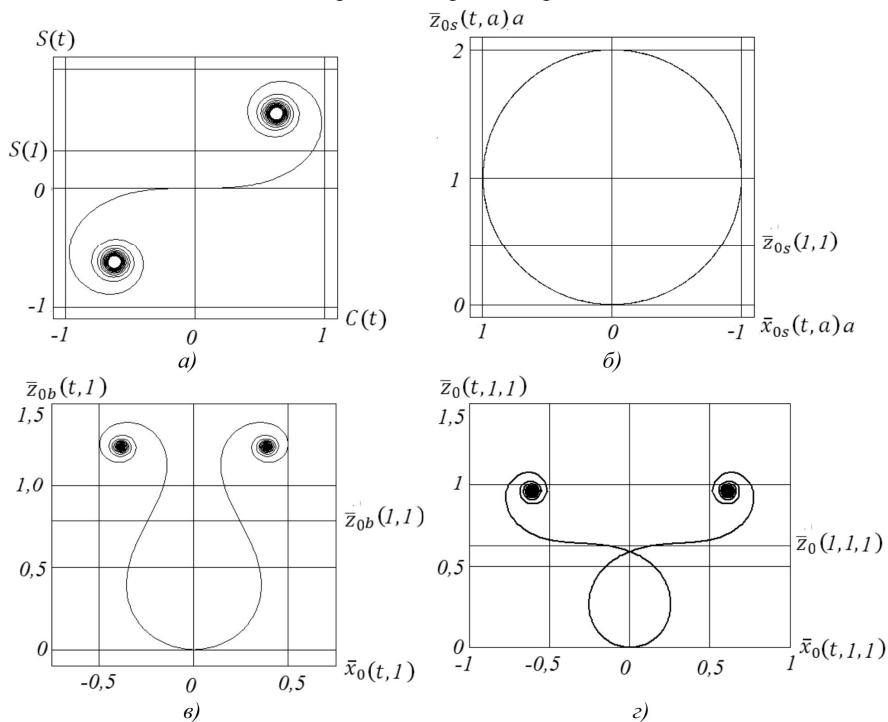
$$x_{0l} = l\bar{x}_0(1, \bar{q}_s^*, \bar{q}_b^*); z_{0l} = l\bar{z}_0(1, \bar{q}_s^*, \bar{q}_b^*).$$

Оскільки інтеграли, що визначаються виразами (18), не відображаються як через елементарні, так і через відомі спеціальні функції, то при їх обчисленні доводиться використовувати методи чисельного інтегрування. Приклад пружної лінії з параметрами  $\bar{q}_s^* = \bar{q}_b^* = 1$ ,  $(\theta_0(l) = 3 \approx 172^\circ)$  наведено на рис. 3, г. Єдиними, схожими за структурою з інтегралами, що визначаються виразами (17), (18), є інтеграли Френеля  $S(t)$  і  $C(t)$ , які визначаються виразами [10]:

$$C(t) = \int_0^t \cos \tau^2 d\tau; S(t) = \int_0^t \sin \tau^2 d\tau.$$

Оскільки  $C_t^2 + S_t^2 = \bar{x}_{0,t}^2 + \bar{z}_{0,t}^2 = 1$ , то в такій параметризації дотичний вектор має одиничну довжину, так що  $t$  представляє собою довжину кривої, що вимірюється від початку координат.

Кривизна параметричної кривої  $S(t)$  від  $C(t)$  (див. рис. 3, а) у довільній точці пропорційна довжині дуги, що відраховується від початку координат, а сама крива являє собою подвійну нескінченну спіраль – спіраль Корню, яка також відома як клотоїда або спіраль Ейлера (див. рис. 3, а).



**Рис. 3. Пружні лінії у відносних координатах, що визначаються:**  
 а) інтегралами Френеля (колоїда); б) переміщеннями при чистому зсуві; в) переміщеннями при чистому згині; г) переміщеннями при сумісній дії зсуву та згину

Розглянемо два крайні випадки: деформація пружної лінії відбувається в умовах чистого зсуву  $x_0 = x_{0s}$ ,  $z_0 = z_{0s}, u = u_s, w = w_s$  і в умовах чистого згину  $x_0 = x_{0b}$ ,  $z_0 = z_{0b}, u = u_b, w = w_b$ .

У цих випадках з (16)-(19) отримуємо:

$$x_{0s} = l\bar{x}_0(\bar{s}, \bar{q}_s^*, 0) = l\bar{x}_{0s}(\bar{s}, \bar{q}_s^*); z_{0s} = l\bar{z}_0(\bar{s}, \bar{q}_s^*, 0) = l\bar{z}_{0s}(\bar{s}, \bar{q}_s^*);$$

$$\bar{x}_{0s}(t, a) = \int_0^t \cos(a\tau) d\tau = \frac{1}{a} \sin(at); \quad (20)$$

$$\bar{z}_{0s}(t, a) = \int_0^t \sin(a\tau) d\tau = \frac{1}{a} (1 - \cos(at)); u_s = l\bar{u}_s(\bar{s}, \bar{q}_s^*); w_s = l\bar{w}_s(\bar{s}, \bar{q}_s^*);$$

$$\bar{u}_s(t, a) = t - \frac{1}{a} \sin(at); \bar{w}_s(t, a) = \frac{1}{a} (\cos(at) - 1); \quad (21)$$

$$x_{0b} = l\bar{x}_0(\bar{s}, 0, \bar{q}_b^*) = l\bar{x}_{0b}(\bar{s}, \bar{q}_b^*); z_{0b} = l\bar{z}_0(\bar{s}, 0, \bar{q}_b^*) = l\bar{z}_{0b}(\bar{s}, \bar{q}_b^*);$$

$$\bar{x}_{0b}(t, b) = \int_0^t \cos(b\tau(3 - \tau^2)) d\tau; \bar{z}_{0b}(t, b) = \int_0^t \sin(b\tau(3 - \tau^2)) d\tau; \quad (22)$$

$$u_b = l\bar{u}_b(\bar{s}, \bar{q}_b^*); w_b = l\bar{w}_b(\bar{s}, \bar{q}_b^*); \bar{u}_b(t, b) = t - \bar{x}_{0b}(t, b); \bar{w}_b(t, b) = -\bar{z}_{0b}(t, b). \quad (23)$$

Кривизна параметричної кривої  $\bar{z}_{0s}(t, a)$  від  $\bar{x}_{0s}(t, a)$ , зумовленої деформаціями зсуву, постійна та визначається виразом (11), а сама крива являє собою коло радіусом  $1/a$ , що дотикається до осі  $O\bar{x}_{0s}$  в початку координат (див. рис. 3, б). При цьому початок пружної лінії ( $s = 0$ ) збігається з початком координат, а кінець ( $s = l$ ) визначається координатами:  $x_{0sl} = l\bar{x}_{0s}(1, \bar{q}_s^*); z_{0sl} = l\bar{y}_{0s}(1, \bar{q}_s^*)$ .

Кривизна параметричної кривої  $\bar{z}_{0b}(t, \bar{q}_b^*)$  від  $\bar{x}_{0b}(t, \bar{q}_b^*)$  (див. рис. 3, в), зумовленої деформаціями згину, пропорційна квадрату довжини дуги, що відраховується від початку координат з максимумом в початку координат (початку пружної лінії) та нульовим значенням у точці  $\bar{z}_{0b}(1, \bar{q}_b^*), \bar{x}_{0b}(1, \bar{q}_b^*)$  (кінець пружної лінії). При цьому початок пружної лінії ( $s = 0$ ) збігається з початком координат, а її кінець ( $s = l$ ) збігається з точкою перегину і визначається координатами:  $x_{0bl} = l\bar{x}_{0b}(1, \bar{q}_s^*); z_{0bl} = l\bar{y}_{0b}(1, \bar{q}_s^*)$ .

Зазначимо, що в розглянутій нелінійній постановці, у силу нелінійності залежностей координат пружної лінії від кутів повороту, неможливо виділити переміщення, зумовлені згином  $u_b, w_b$  та зсувом  $u_s, w_s$  із загальних переміщень  $u$  та  $w$ , тобто переміщення точок пружної лінії  $u_b, w_b$ , у загальному випадку, потрібно визначати за виразами (16)-(19), при цьому їх значення не дорівнює сумі значень, зумовлених зсувом  $u_s, w_s$  – вирази (20), (21) (рис. 4, а) та прогином  $u_b, w_b$  – (22), (23) (див. рис. 4, б).

При малих кутах нахилу дотичної пружної лінії, що визначаються виразами (15), після їхнього інтегрування згідно з (2) і (5) з використанням наближе-

них формул для функцій  $\sin(t)$  та  $\cos(t)$  поблизу нульового значення їх аргументу ( $\sin(t) \approx t, \cos(t) \approx 1 - 0,5t^2$ ), для функцій  $\bar{x}_0(t, a, b), \bar{z}_0(t, a, b), \bar{u}(t, a, b)$  та  $\bar{w}(t, a, b)$  отримуємо такі вирази:

$$\bar{x}_0(t, a, b) = \tilde{x}_0(t, a, b) = t - \frac{1}{14}b^2t^7 - \frac{1}{6}(a+3b)^2t^3 + \frac{1}{5}b(a+3b)t^5 \approx t;$$

$$\bar{z}_0(t, a, b) = \tilde{z}_0(t, a, b) = 0,25t^2[2a + b(6 - t^2)];$$

$$\bar{u}(t, a, b) = \tilde{u}(t, a, b) = 0; \bar{w}(t, a, b) = \tilde{w}(t, a, b) = -\tilde{z}_0(t, a, b).$$

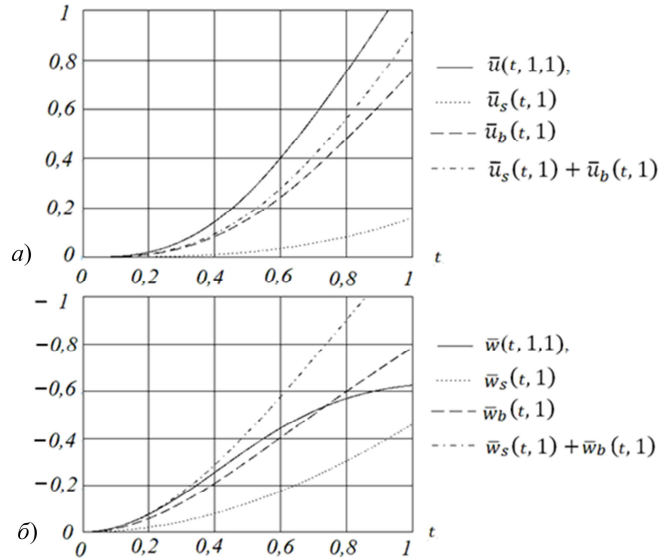


Рис. 4. Відносні переміщення точок пружної лінії:

а) відносні поздовжні переміщення; б) відносні поперечні переміщення

**Висновки.** Як показали дослідження, застосування накладок у вигляді симетричних, попередньо викривлених пластин дає змогу забезпечити сталість тиску між елементами пружини пластинчастого віброізолятора. Це сприяє покращенню демпфувальних властивостей віброізолятора за рахунок використання конструкційного тертя.

У цій роботі отримано аналітичні залежності, що описують початкову форму накладки, одержану шляхом розв'язання оберненої задачі контактної взаємодії пластин за умови сталості контактної тиску.

Аналіз напружено-деформованого стану накладок виконано із застосуванням неklasичної теорії балок С. Тимошенка, тобто з одночасним урахуванням деформацій згину та зсуву. Контактну задачу про взаємодію попередньо викривлених пластин розв'язано у нелінійній постановці, що унеможливило застосування для оцінки впливу окремих чинників на напруження та деформації пластин принципу суперпозиції.

Порівняльний аналіз розрахункових результатів показує, що для визначення деформацій накладок і контактних тисків між елементами пружини з достатньою для інженерної практики точністю можна застосовувати лінеаризовані моделі розглянутої механічної системи. Так, за достатньо малих значень кутів нахилу дотичної до пружної лінії ( $\theta_0 < 18^\circ$ ) похибка визначення контактної тиску не перевищує 2 %.

### Література

1. Вибрации в технике : справочник. – В 6-ти т. Т. 6. – Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во "Прима-К", "Машиностроение", 1981. – 476 с.
2. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я.Г. Пановко. – М.: Изд-во "Физматгиз", 1960. – 190 с.
3. Калинин Н.Г. Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях / Н.Г. Калинин и др. – Рига: Изд-во АН Латв.ССР, 1960. – 220 с.
4. Goodman L.E. Analysis of slip damping / L.E. Goodman, J.H. Klump // Journ. of Appl. Mech. 1956. – Vol. 3. – Pp. 23-34.
5. Эскин И.Д. Классификация систем конструкционного демпфирования и определение свойств, присущих отдельным классам этих систем / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев // Вопросы виброизоляции оборудования и приборов : тр. Ульян. политехн. ин-та. – Ульяновск, 1974. – С. 24-28.
6. Васюков Е.С. К вопросу о моделировании гистерезиса в многослойных виброизоляторах транспортного машиностроения / Е.С. Васюков, Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Проничев // Новые материалы и технологии в строительном и дорожном комплексах – 2008 : матер. Междунар. науч.- техн. конф. – Брянск : Изд-во БГИТА, 2008. [Электронный ресурс]. – Доступный с [http://science-bsea.narod.ru/2008/stroy\\_2008/vasukov\\_vopros.htm](http://science-bsea.narod.ru/2008/stroy_2008/vasukov_vopros.htm).
7. Михалкин И.К. Расчет гистерезиса в многослойных виброизоляторах транспортного машиностроения / И.К. Михалкин, О.Б. Симаков, Ю.К. Пономарев // Наука и образование транспорта : сб. науч. тр. – 2011. – № 1. – С. 270-273.
8. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – СПб.: Изд-во "Лань", 2002. – 672 с.
9. Cowper G.R. The shear coefficient in Timoshenko's beam theory / G.R. Cowper // Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. – 1966. – Vol. E88, No. 2. – Pp. 335-340.
10. Milton Abramowitz and Irene A. Stegun, eds. Handbook of Mathematical Functions with Formulas, Graphs, and Mathematical Tables. – New York : Dover, 1972. – 362 p.

Надійшла до редакції 19.09.2016 р.

### Корсак В.И. Анализ контактного взаимодействия упругих элементов пластинчатого виброизолятора

Рассмотрена обратная задача контактного взаимодействия двух линейно-упругих, симметрично искривленных пластин, выпрямления которых в процессе монтажа обеспечивает равномерное обжатие многослойной пружины, выполненной в виде пакета пластин, и вызывает постоянное давление на поверхностях контакта элементов пружины, способствует повышению демпфирующих способностей пластинчатого виброизолятора за счет использования конструкционного трения. Поставленная задача решается в геометрически нелинейной постановке с привлечением неклассической теории балок С. Тимошенко, с одновременным учетом деформаций изгиба и сдвига, без наложения каких-либо ограничений на значения линейных и угловых перемещений. В параметрической форме получены выражения обобщенных нагрузок, координат срединных поверхностей искривленных пластин, перемещений и деформаций, обеспечивающие заданный уровень равномерного контактного давления, а также получено аналитическое решение поставленной задачи в линейной постановке.

**Ключевые слова:** пластинчатый виброизолятор, многослойная пружина, демпфирующие способности, обжатия искривленными пластинами, обратная контактная задача взаимодействия пластин.

## *Korsak V.I. The Analysis of Contact Interaction of Elastic Elements Lamellar the Vibration Insulator*

The reverse task of contact interaction of the two linearelastic presymmetrically curved plates straightening of which during the installation leads to compression of multilayered elastic-damping sets of plates and creation of a uniform contact pressure on the interlayer surfaces of the plate packs of vibroinsulator was solved. The problem was being solved in a geometrically nonlinear formulation involving non-classical Timoshenko theory of beams, taking into account the shear deformations and bending without imposing any restrictions on the size of displacement and rotation angles. In parametric form, the accurate expressions for generalized power loads coordinate medial surfaces curved plates, displacements and deformations of providing a given level of uniform contact pressure were obtained as well as analytical solutions for this problem in the linear setting.

**Keywords:** plate vibration insulator, multilayer spring, damping abilities compression the bent plates, inverse problem of contact interaction of plates.

УДК 674.053:621.935

## ПІДВИЩЕННЯ ТРИВКОСТІ СТРІЧКОВИХ ПИЛОК ЩОДО СПРАЦЮВАННЯ

*О.В. Пономарьова<sup>1</sup>, І.Т. Ребезнюк<sup>2</sup>*

Тріщина, як наслідок вад експлуатування та виготовлення інструменту, є основним пошкодженням, якого зазнають стрічкові пилки під час експлуатування. Тому розглянуто поширені методи підвищення тривкості поверхонь металевих конструкцій щодо спрацювання. На основі аналізу відомих вітчизняних та закордонних досліджень установлено, що час до зародження тріщин зразків після гідропневмоабразивного оброблення значно зростає порівняно з необробленими зразками. Обґрунтовано доцільність досліджувати режимів гідропневмоабразивного оброблення для вироблення та готування стрічкових пилок до роботи.

**Ключові слова:** стрічкова пила, зубець, гідроабразивне оброблення, напружений шар.

**Вступ.** В умовах жорсткої ринкової конкуренції користувачі стрічкових пилок, маючи менші затрати на інструмент, хочуть отримувати високоякісний продукт у більших кількостях. Це ставить нові вимоги перед виробниками. Стрічкові пилки працюють у складних умовах, оскільки на них діють сила різання, сила натягування та згинання, що призводить до пошкодження інструмента під час роботи.

Тому, **мета досліджування** – проаналізувати теперішні способи підвищення тривкості стрічкових пилок щодо спрацювання.

**Виклад основного матеріалу.** Основним пошкодженням, якого зазнають стрічкові пили під тривалістю експлуатування, є тріщини, що призводять до розривання полотна стрічкової пилки або до виривання зубців. Причини їхнього утворення можуть бути в неправильному готуванні інструмента до роботи (загострюванні, вальцюванні та розводженні зубців) та у неправильному експлуатуванні (надмірний натяг на пилкових шківках, вади напрямників, невідповідні режими роботи пилки) [1]. Також, під тривалістю експлуатування стріч-

кова пила розтягується й згинається за сталого циклічного навантажування, що спричиняє зародження втомних тріщин та зменшує ресурс її роботи.

Аналіз попередніх досліджень показав, що є два способи підвищити тривкість роботи вузьких стрічкових пилок щодо утворення тріщин, які можуть призвести до подальшого розривання інструменту. Перший – сповільнювати зростання утворених тріщин чи видаляти ділянки із тріщинами. Через особливі умови роботи стрічкової пилки наявні способи сповільнювати зростання тріщин [2] є малоефективні, а видалення ділянок з тріщинами – затратними для користувача.

Другий спосіб полягає в запобіганні утворення тріщин. Для цього використовують високовартісні матеріали з потрібними якостями або ж отримувати потрібні фізико-механічні властивості недорогого інструменту, обробляючи його робочі поверхні.

Відомо достатньо велику кількість методів зміцнювання поверхневого шару металів [3]. Зміцнювання металів і сплавів за видом технології поділяють на:

- термічне (гартування, відпалювання, відпускання тощо);
- механічне (накатування, гідроабразивне оброблення, оброблення кульками чи роликками, алмазне вигладжування, дорнування тощо);
- хіміко-термічне (цементування, азотування, ціанування, дифузійна металізація тощо);
- комбіноване.

Термічні та хіміко-термічні методи ґрунтуються на структурних перетвореннях матеріалу інструменту та їх широко використовують у виробленні стрічкових пилок. Наприклад, гартування зубців, що підвищує їхню тривкість щодо спрацювання, та легування сталей, що підвищує якість та вартість інструменту. Огляд останніх досліджень показує, що найперспективнішим напрямком покращування експлуатаційних показників інструмента є зміцнювання структури його приповерхневого шару. До цього напрямку належать фізико-термічне оброблення, електрофізичне оброблення, механічне оброблення та наплавлювання легуваним металом.

До фізико-термічного оброблення належать такі процеси, як оброблення лазерним променем і струменем плазми. До електрофізичного оброблення відносять такі процеси, як електроконтактне, електроерозійне та ультразвукове оброблення.

Механічним обробленням вважають зміцнювання вібрацією, фрикційно-зміцнювальне оброблення, карбування, вібраційне оброблення та гідроабразивне оброблення.

Найбільшого розповсюдження набув спосіб поверхнево-пластичного деформування, застосування якого для деталей машин та інструменту з конструктивними концентраторами напружень – шліци, зубці, різі, галтели – або експлуатаційними концентраторами – корозійні пошкодження, надрізи, тріщини тощо значно покращує їхні фізико-механічні властивості [4].

Різноманіття методів поверхнево-пластичного деформування шарів зумовлене різноманіттям форм деталей та показників, що їх потрібно покращити. Умовно всі методи поверхнево-пластичного деформування можна поділити на

<sup>1</sup> аспір. О.В. Пономарьова – НЛТУ України, м. Львів;

<sup>2</sup> проф. І.Т. Ребезнюк, д-р техн. наук – НЛТУ України, м. Львів